

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-264381

(43) 公開日 平成11年(1999)9月28日

(51) Int.Cl.⁶
F04C 2/10

識別記号
321

F I
F04C 2/10

321 A

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平10-96433
(22) 出願日 平成10年(1998)4月8日
(31) 優先権主張番号 特願平9-94235
(32) 優先日 平9(1997)4月11日
(33) 優先権主張国 日本 (JP)
(31) 優先権主張番号 特願平9-94236
(32) 優先日 平9(1997)4月11日
(33) 優先権主張国 日本 (JP)
(31) 優先権主張番号 特願平10-6116
(32) 優先日 平10(1998)1月14日
(33) 優先権主張国 日本 (JP)

(71) 出願人 000006264
三菱マテリアル株式会社
東京都千代田区大手町1丁目5番1号
(72) 発明者 細野 克明
新潟県新潟市小金町三番地1 三菱マテリアル株式会社新潟製作所内
(74) 代理人 弁理士 志賀 正武 (外9名)

(54) 【発明の名称】オイルポンプロータ

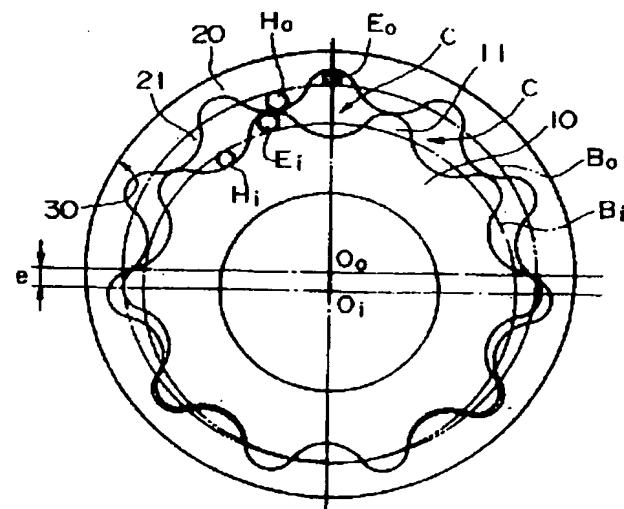
(57) 【要約】

【課題】 作動流体の圧力脈動、両ロータの歯面間の摺動抵抗の増大から、ポンプの運転音が発生しそれに伴ってポンプ性能や機械効率の低下が起こり得る。

【解決手段】 基礎円B_i上を転がる第1外転円E_iによって創成される外転サイクロイド曲線を歯先、基礎円B_i上を転がる第1内転円H_iに創成される内転サイクロイド曲線を歯溝として歯数n枚のインナーロータ10を形成し、基礎円B_i上を転がる第2外転円E_oによって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝、基礎円B_o上を転がる第2内転円H_oに創成される内転サイクロイド曲線を歯先として歯数n+1枚のアウターロータ20を形成するものとし、E_i、H_i、E_o、H_oの直径をD_i、d_i、D_o、d_oとするとき、

D_o>D_i、d_o>d_i。

を満たして各ロータを構成する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、該外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備え、両ロータが噛み合って回転するときに両ロータの歯面間に形成されるセルの容積変化により流体を吸入、吐出することによって流体を搬送するオイルポンプに用いられるオイルポンプロータにおいて、インナーロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第1外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく転がる第1内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第2外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく転がる第2内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、

インナーロータの基礎円の直径を b_1 、第1外転円の直径を D_1 、第1内転円の直径を d_1 、アウターロータの基礎円の直径を b_2 、第2外転円の直径を D_2 、第2内転円の直径を d_2 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e とするとき、

$$b_1 = n \cdot (D_1 + d_1), \quad b_2 = (n+1) \cdot (D_2 + d_2)$$

$$D_1 + d_1 = D_2 + d_2 = 2e$$

$$(n+1) \cdot b_1 = n \cdot b_2$$

かつ、

$$D_2 > D_1, \quad d_2 > d_1$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項2】 請求項1記載のオイルポンプロータにおいて、

インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t ($\neq 0$) とするとき、

$$D_1 + t/2 = D_2, \quad d_1 - t/2 = d_2$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項3】 請求項2記載のオイルポンプロータにおいて、

$$0.03 \text{ mm} \leq t \leq 0.25 \text{ mm} \quad (\text{mm: ミリメートル})$$

の範囲に設定されたうえでインナーロータとアウターロータとが構成されていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【請求項4】 請求項1または2記載のオイルポンプロータにおいて、

$$0.850 \leq D_1/D_2 \leq 0.995$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成さ

れていることを特徴とするオイルポンプロータ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、インナーロータとアウターロータとの間に形成されるセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するオイルポンプロータに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来のオイルポンプは、 n (n は自然数) 枚の外歯が形成されたインナーロータと、この外歯に噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータと、流体が吸入される吸入ポートおよび流体が吐出される吐出ポートが形成されたケーシングとを備えており、インナーロータを回転させることによって外歯が内歯に噛み合ってアウターロータを回転させ、両ロータ間に形成される複数のセルの容積変化によって流体を吸入、吐出するようになっている。

【0003】 セルは、その回転方向前側と後側で、インナーロータの外歯とアウターロータの内歯とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシングによって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を構成している。そして、各セルは外歯と内歯との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出する。

【0004】 上記のような構成を有するオイルポンプは、小型で構造が簡単であるため自動車の潤滑油用ポンプや自動変速機用オイルポンプ等として広範囲に利用されている。自動車に搭載される場合、オイルポンプの駆動手段としてはエンジンのクランク軸にインナーロータが直結されてエンジンの回転によって駆動されるクランク軸直結駆動がある。

【0005】 上記のようなオイルポンプについては、ポンプが発する雑音の低減とそれに伴う機械効率の向上を目的として、インナーロータとアウターロータとを組み合わせた状態で噛み合い位置から 180° 回転した位置におけるインナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間に適切な大きさのチップクリアランスが設定されている。

【0006】 チップクリアランスを確保する手段としては、アウターロータの歯形について均等追い込みを行うことで両ロータの歯面間にそれぞれクリアランスを設け、噛み合い状態において両ロータの歯先間にチップクリアランスを確保するもの、サイクロイド曲線の平坦化によるもの等が挙げられる。

【0007】 例えば、特開平5-256268号公報に開示されたオイルポンプは、ピニオン（インナーロータ）の歯先および内歯リングギヤ（アウターロータ）の

歯溝が、ピニオンおよび内歯リングギヤのピッチ円上の第1のサイクロイド生成円が回転することにより生成される外サイクロイド形状を有し、ピニオンの歯溝および内歯リングギヤの歯先が、ピニオンおよび内歯リングギヤのピッチ円上の第2のサイクロイド生成円が回転することにより生成される内サイクロイド形状を有する（第1のサイクロイド生成円の半径は第2のサイクロイド生成円の半径と異なる）いわゆるサイクロイドポンプである。このオイルポンプにおいては、ピニオンの歯先および内歯リングギヤの歯溝が同じ第1のサイクロイド生成円によって生成され、ピニオンの歯溝および内歯リングギヤの歯先が第2のサイクロイド生成円によって生成されるというように、2つの転円を用いてピニオンおよび内歯リングギヤの歯形が形成されている。

【0008】上記公報に開示されたポンプにおいては、ポンプが発する雑音の低減とそれに伴う機械効率の向上を目的として、内歯リングギヤとピニオンとが最も深く噛合する点に対向する領域における歯先間において必要な半径方向クリアランスに相当し、かつピニオンと内歯リングギヤとが互いに最も深く噛合する点におけるクリアランスが大幅に小さくなる程度にまで2つのサイクロイド曲線を平坦化し、これによって流体の送出流脈動を大幅に低減して雑音の発生と機械効率の向上及び寿命の延命を図る手段が採用されている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】上記公報に開示されたポンプにおいては、平坦化されたサイクロイド曲線の開始点および終点と、ピッチ円上の未平坦化サイクロイド曲線の開始点および終点を直線で結ぶことで閉じたサイクロイド曲線を生成しているが、サイクロイド曲線の一部に直線部分が生まれることでピニオンと内歯リングギヤとの噛み合いが円滑に行われなくなる恐れがある。例えば、ピニオンと内歯リングギヤとの噛み合い位置から、ピニオンの歯先が内歯リングギヤの歯溝面を滑って移動する過程において、ピニオンの歯先が曲線部分から直線部分に移行するとき、ピニオンの歯先が直線部分から曲線部分に移行するときにブレを生じる等して噛み合いの円滑な進行を妨げることが予想されるからである。

【0010】本発明は上記の事情に鑑みてなされたものであり、両ロータが噛み合う過程でのインナーロータの歯先とアウターロータの歯溝との間隙を適切な大きさに設定し、両ロータの歯面間の摺動抵抗を低減することでオイルポンプのポンプ性能および機械効率の向上を図ることを目的としている。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記の課題を解決するための手段として、請求項1記載のオイルポンプロータは、インナーロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第1外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく

転がる第1内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第2外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく転がる第2内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されており、インナーロータの基礎円の直径を b_1 、第1外転円の直径を D_1 、第1内転円の直径を d_1 、アウターロータの基礎円の直径を b_0 、第2外転円の直径を D_0 、第2内転円の直径を d_0 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e とするとき、

$$b_1 = n \cdot (D_1 + d_1), \quad b_0 = (n+1) \cdot (D_0 + d_0)$$

$$D_1 + d_1 = D_0 + d_0 = 2e$$

$$(n+1) \cdot b_1 = n \cdot b_0$$

かつ、

$$D_0 > D_1, \quad d_0 > d_1$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されている。

20 【0012】請求項2記載のオイルポンプロータは、請求項1記載のオイルポンプロータにおいて、インナーロータの歯先とアウターロータの歯先との間隙の大きさを t （≠0）とするとき、

$$D_1 + t/2 = D_0, \quad d_1 - t/2 = d_0$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されている。

【0013】請求項3記載のオイルポンプロータは、請求項2記載のオイルポンプロータにおける t の値が、 $0.03\text{mm} \leq t \leq 0.25\text{mm}$ (mm:ミリメートル)

30 の範囲に設定されたうえでインナーロータとアウターロータとが構成されている。

【0014】請求項4記載のオイルポンプロータは、請求項1または2記載のオイルポンプロータにおいて、 $0.850 \leq D_1/D_0 \leq 0.995$

を満たしてインナーロータとアウターロータとが構成されている。

【0015】インナーロータおよびアウターロータの歯形を決定するために必要な条件とは、まず、インナーロータについて、第1外転円および第1内転円の転がり距離が1周で閉じなければならない、つまり第1外転円および第1内転円の転がり距離がインナーロータの基礎円の円周に等しくなければならないことから、

$$b_1 = n \cdot (D_1 + d_1)$$

同様に、アウターロータについて、第2外転円および第2内転円の転がり距離がアウターロータの基礎円の円周に等しくなければならないことから、

$$b_0 = (n+1) \cdot (D_0 + d_0)$$

次に、インナーロータとアウターロータとが噛み合うことから、

$$D_i + d_i = D_o + d_o = 2e$$

上記の各式から、

$$(n+1) \cdot b_i = n \cdot b_o$$

となり、インナーロータおよびアウターロータの歯形はこれらの条件を満たして構成される。

【0016】ここで、上記の各条件を満たして構成されるオイルポンプロータについて、

$$D_o > D_i, \quad d_i > d_o$$

とすると、第2外転円 D_o によって形成されるアウターロータの歯溝の形状に対する第1外転円 D_i によって形成されるインナーロータの歯先の形状、および第1内転円 d_i によって形成されるインナーロータの歯溝の形状に対する第2内転円 d_o によって形成されるアウターロータの歯先の形状が、噛み合いの過程で両ロータの歯面間に設けられるバックラッシュを従来に比べて大きく確保できるようになる。バックラッシュとは、噛み合いの過程においてインナーロータの荷重のかかる歯面とは反対側の歯面とアウターロータの歯面との間にできる間隙である。

【0017】上記の各関係式は、チップクリアランスを設けて両ロータの歯形を形成した場合も成立しなければならない。そこで、必要とされるチップクリアランス t を両ロータの噛み合い位置と両ロータの歯先の突き合い位置（チップクリアランスが設けられる位置）に等分し（以下、クリアランスとする）、各位置におけるロータの歯面間にそれぞれ振り分けるものとする。このクリアランスは、次の関係式を用いることで確保することができる。

$$D_i + t/2 = D_o, \quad d_i - t/2 = d_o$$

両ロータの噛み合い位置および両ロータの歯先の突き合い位置にそれぞれ設けられたクリアランス（ $t/2$ ）は、両ロータが組み合わせた状態とすることにより両ロータの歯先の突き合い位置に移行して併合され、チップクリアランス t として作用する。

【0018】本発明のオイルポンプロータにおいては、インナーロータの歯先の歯形がアウターロータの歯溝の歯形よりも僅かに小さく、かつインナーロータの歯溝の歯形がアウターロータの歯先の歯形よりも僅かに大きくなるようにインナーロータ、アウターロータが構成されるので、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、これによってチップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュを従来に比べて大きく確保できるようになり、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減される。

【0019】

【発明の実施の形態】本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を図に示して説明する。図1に示すオイルポンプは、 n （ n は自然数、本実施形態においては $n=10$ ）枚の外歯が形成されたインナーロータ10

と、各外歯と噛み合う $n+1$ 枚の内歯が形成されたアウターロータ20とを備え、これらインナーロータ10とアウターロータ20とがケーシング30の内部に収納されている。

【0020】インナーロータ10、アウターロータ20の歯面間には、両ロータ10、20の回転方向に沿ってセルCが複数形成されている。各セルCは、両ロータ10、20の回転方向前側と後側で、インナーロータ10の外歯11とアウターロータ20の内歯21とがそれぞれ接触することによって個別に仕切られ、かつ両側面をケーシング30によって仕切られており、これによって独立した流体搬送室を形成している。そして、セルCは両ロータ10、20の回転に伴って回転移動し、1回転を1周期として容積の増大、減少を繰り返すようになっている。

【0021】インナーロータ10は、回転軸に取り付けられて軸心O_iを中心として回転可能に支持されており、インナーロータ10の基礎円B_iに外接してすべりなく転がる第1外転円E_iによって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円B_iに内接してすべりなく転がる第1内転円H_iによって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成されている。

【0022】アウターロータ20は、軸心O_oをインナーロータ10の軸心O_iに対して偏心（偏心量：e）させて配置され、軸心O_oを中心としてケーシング30の内部に回転可能に支持されており、アウターロータ20の基礎円B_oに外接してすべりなく転がる第2外転円E_oによって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円B_oに内接してすべりなく転がる第2内転円H_oによって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されている。

【0023】ここで、インナーロータ10の基礎円B_iの直径を b_i 、第1外転円E_iの直径を D_i 、第1内転円H_iの直径を d_i 、アウターロータ20の基礎円B_oの直径を b_o 、第2外転円E_oの直径を D_o 、第2内転円H_oの直径を d_o とするとき、インナーロータ10とアウターロータ20との間には次の関係式が成立立つ。なお、ここでは寸法単位をmm（ミリメートル）とする。

【0024】まず、インナーロータ10について、第1外転円E_iおよび第1内転円H_iの転がり距離が1周で閉じなければならない、つまり第1外転円E_iおよび第1内転円H_iの転がり距離が基礎円B_iの円周に等しくなければならないことから、

$$\pi \cdot b_i = n \cdot \pi \cdot (D_i + d_i)$$

$$\text{すなわち } b_i = n \cdot (D_i + d_i) \quad \dots (Ia)$$

同様に、アウターロータ20について、第2外転円E_oおよび第2内転円H_oの転がり距離が基礎円B_oの円周に等しくなければならないことから、

$$50 \quad \pi \cdot b_o = (n+1) \cdot \pi \cdot (D_o + d_o)$$

すなわち $b_i = (n+1) \cdot (D_i + d_i) \dots (Ib)$
次に、インナーロータ10とアウターロータ20とが噛み合うことから、

$$D_i + d_i = D_o + d_o = 2e \dots (II)$$

上記の式 (Ia)、(Ib)、(II) から、

$$(n+1) \cdot b_i = n \cdot b_o \dots (III)$$

の関係を満たしている。

【0025】さらに、両ロータ10、20の噛み合い位置から半回転進んだ位置において外歯11の歯先と内歯21の歯先とが対峙するときに両歯先間に設けられる間隙、すなわちチップクリアランスの大きさを t とするとき、

$$D_i + t / 2 = D_o \dots (IV)$$

$$d_i - t / 2 = d_o \dots (V)$$

($D_o > D_i$, $d_o > d_i$) の関係を満たし、かつ t の値が $0.03mm \leq t \leq 0.25mm \dots (VI)$

の範囲に設定されたうえでインナーロータ10およびアウターロータ20が構成されている。(図1は $D_i = 2.9865mm$, $d_i = 4.6585mm$, $t = 0.12mm$ として構成されたインナーロータ10およびアウターロータ20を示す。)

【0026】ケーシング30には、両ロータ10、20の歯面間に形成されるセルCのうち、容積が増大過程にあるセルCに沿って円弧状の吸入ポート(図示せず)が形成されているとともに、容積が減少過程にあるセルCに沿って円弧状の吐出ポート(図示せず)が形成されている。

【0027】セルCは、外歯11と内歯21との噛み合いの過程の途中において容積が最小となった後、吸入ポートに沿って移動するときに容積を拡大させて流体を吸入し、容積が最大となった後、吐出ポートに沿って移動するときに容積を減少させて流体を吐出するようになっている。

【0028】ところで、上記のように構成されたオイルポンプロータにおいては、上記式 (IV)、(V) の関係を満たすことにより、インナーロータ10の歯先の歯形がアウターロータ20の歯溝の歯形よりも僅かに小さく、かつインナーロータ10の歯溝の歯形がアウターロータ20の歯先の歯形よりも僅かに大きくなるようにインナーロータ10、アウターロータ20が構成されている。これにより、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、チップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュが従来に比べて大きく確保されており、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減されている。

【0029】そこで、このことをふまえたうえで、

$$t < 0.03mm \dots (VII)$$

の範囲を満たして t の値を設定しインナーロータ10とアウターロータ20とを構成したとすると、チップクリ

アランスが狭過ぎるために、容積が減少過程にあるセルCから絞り出される流体に圧力脈動が生じてキャビテーション雑音が発生しポンプの運転音が大きくなるとともに、圧力脈動によって両ロータの回転が円滑に行われなくなってしまう。

【0030】しかも、両ロータが噛み合う過程では、外歯11の荷重のかかる歯面の後方に位置する反対側の歯面と内歯21の歯面との間にできる間隙、すなわちバックラッシュが狭過ぎるために、両ロータの噛み合い点以外でも歯面間に摺動抵抗を生じるようになるため、インナーロータ10がアウターロータ20を回転させるための駆動トルクが増大してオイルポンプ自体の機械効率が低下してしまうばかりか、両ロータの歯面の摩耗が激しくなって耐久性の低下が起り得る。

【0031】一方、

$$t > 0.25mm \dots (VIII)$$

の範囲を満たして t の値を設定しインナーロータ10とアウターロータ20とを構成したとすると、チップクリアランスが広くなっていると同時に、流体の圧力脈動が生じなくなり運転音が低減するとともに、バックラッシュが広がって摺動抵抗が減少し機械効率が向上するが、その反面、チップクリアランスが広くなることで個々のセルCにおける液密性が損われてしまい、ポンプ性能、特に容積効率を悪化させてしまう。しかも、正確な噛み合い位置での駆動トルクの伝達が行われなくなり回転の損失が大きくなるためにやはり機械効率が低下してしまう。

【0032】図2は、 t の値と、ポンプの機械効率 η および容積効率 ϵ との関係を示すグラフである。このグラフによると、上記式 (VII) を満たす範囲では、容積効率 ϵ は高く安定するものの、 t が小さくなるほど機械効率 η が非常に低い値を示すことが解る。また、上記式 (VIII) を満たす範囲では、 t が大きくなるほど機械効率 η 、容積効率 ϵ とともに低い値を示すことが解る。さらにグラフから、より好適な t の値は、

$$0.05mm \leq t \leq 0.20mm$$

を満たす範囲に含まれ、最も好適な t の値は 0.12 附近であることが解る。ることが解る。

【0033】したがって、グラフからも解るように上記式 (VI) を満たしてインナーロータ10とアウターロータ20とを構成すれば、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、チップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュを従来に比べて大きく確保することができ、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減されるので、ポンプの運転音を低く抑えつつ、容積効率が高くポンプ性能に優れ、かつ駆動トルクが小さく機械効率に優れたオイルポンプを実現することができる。

【0034】次に、本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を図に示して説明する。図3に示すオイ

ルポンプは、m (mは自然数、本実施形態においてmは10) 枚の外歯111が形成されたインナーロータ110と、各外歯と噛み合うm+1枚の内歯121が形成されたアウターロータ120とを備え、これらインナーロータ110とアウターロータ120とがケーシング130の内部に収納されている。

【0035】ここで、第1の実施形態と同様に、インナーロータ110の軸心O_iに対するアウターロータ120の軸心O_eの偏心量をe、インナーロータ110の基礎円B_iの直径をb_i、第1外転円E_iの直径をD_i、第1内転円H_iの直径をd_i、アウターロータ120の基礎円B_eの直径をb_e、第2外転円E_eの直径をD_e、第2内転円H_eの直径をd_eとしたとき、インナーロータ110とアウターロータ120との間には次の関係式が成り立つ。

【0036】まず、インナーロータ110について、
 $b_i = m \cdot (D_i + d_i) \quad \cdots (\text{IXa})$

同様に、アウターロータ120について、

$b_e = (m+1) \cdot (D_e + d_e) \quad \cdots (\text{IXb})$

次に、インナーロータ110とアウターロータ120とが噛み合うことから、

$$D_i + d_i = D_e + d_e = 2e \quad \cdots (\text{X})$$

上記の式 (IXa)、(IXb)、(X) から、

$$(m+1) \cdot b_i = m \cdot b_e \quad \cdots (\text{XI})$$

【0037】さらにインナーロータ110およびアウターロータ120は、第2外転円E_eの直径D_eに対する第1外転円E_iの直径D_iの比を示す値が、

$$0.850 \leq D_i / D_e \leq 0.995 \quad \cdots (\text{XII})$$

の範囲を満して構成されている。(図4はD_i/D_eの値を0.95として構成されたインナーロータ110およびアウターロータ120を示す。)

【0038】上記のように構成されたオイルポンプロータにおいては、両ロータの噛み合いの関係を考慮して、インナーロータ110の歯先の歯形がアウターロータ120の歯溝の歯形よりも大きくなる、すなわちD_i/D_eの値が1以上となることはなく、D_i/D_eの値が1よりも小さい値をとるように設計されている。

【0039】そこで、このことをふまえたうえで、

$$D_i / D_e > 0.995 \quad \cdots (\text{XIII})$$

の範囲を満たしてインナーロータ110とアウターロータ120とを構成したとすると、インナーロータ110の歯先とアウターロータ120の歯先との間隙、チップクリアランスが狭くなり過ぎ、容積が減少過程にあるセルCから絞り出される流体に圧力脈動が生じてキャビテーション雑音が発生しポンプの運転音が大きくなるとともに、圧力脈動によって両ロータの回転が円滑に行われなくなってしまう。

【0040】しかも、両ロータが噛み合う過程では、外歯111の荷重のかかる歯面の後方に位置する反対側の歯面と内歯121の歯面との間にできる間隙、すなわち

バックラッシュが狭くなり過ぎ、両ロータの噛み合い点以外でも歯面間に摺動抵抗を生じるようになるため、インナーロータ110がアウターロータ120を回転させるための駆動トルクが増大してオイルポンプ自体の機械効率が低下してしまうばかりか、両ロータの歯面の摩耗が激しくなって耐久性の低下が起こり得る。

【0041】一方、

$$D_i / D_e < 0.850 \quad \cdots (\text{XIV})$$

の範囲を満たしてインナーロータ110とアウターロータ120とを構成したとすると、チップクリアランスが広くなつて流体の圧力脈動が生じなくなり運転音が低減するとともに、バックラッシュが広がつて摺動抵抗が減少し機械効率が向上するが、その反面、チップクリアランスが広くなることで個々のセルCにおける液密性が損われてしまい、ポンプ性能、特に容積効率を悪化させてしまう。

【0042】図4は、D_i/D_eの値と、ロータを回転するために必要な駆動トルクTおよびポンプの容積効率ηとの関係を示すグラフである。このグラフによると、

上記式 (XIII) の範囲では、容積効率ηは高く安定するものの、D_i/D_eの値が大きくなるほど駆動トルクTが急激に増加することが解る。また、上記式 (XIV) の範囲では、駆動トルクTは低く安定するものの、D_i/D_eの値が小さくなるほど容積効率ηが急激に低下することが解る。

【0043】さらにグラフから、より好適なD_i/D_eの値は、

$$0.95 \leq D_i / D_e \leq 0.99$$

の範囲に含まれ、最も好適なD_i/D_eの値は0.95であることが解る。

【0044】したがつて、グラフからも解るように上記式 (XII) を満してインナーロータ110とアウターロータ120とを構成すれば、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、チップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュを従来に比べて大きく確保することができ、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減されるので、ポンプの運転音を低く抑えつつ、容積効率が高くポンプ性能に優れ、かつ駆動トルクが小さく機械効率に優れたオイルポンプを実現することができる。

【0045】図5は、D_i/D_eの値を0.984として構成されたインナーロータ110およびアウターロータ120を備えるオイルポンプを示している(インナーロータ110の歯数mは11)。このオイルポンプロータにおいては、チップクリアランスおよびバックラッシュが小さめに設定されており、図4のグラフからも解るように、駆動トルクの低減よりも容積効率の向上に重点がおかれたものといえる。このようにD_i/D_eの値は、オイルポンプに求められる特性を十分考慮して適宜選択す

ることが望ましい。

【0046】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1記載のオイルポンプロータによれば、インナーロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第1外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯先の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく転がる第1内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯溝の歯形として形成され、アウターロータが、その基礎円に外接してすべりなく転がる第2外転円によって創成される外転サイクロイド曲線を歯溝の歯形とし、基礎円に内接してすべりなく転がる第2内転円によって創成される内転サイクロイド曲線を歯先の歯形として形成されるものとし、インナーロータの基礎円の直径を b_1 、第1外転円の直径を D_1 、第1内転円の直径を d_1 、アウターロータの基礎円の直径を b_2 、第2外転円の直径を D_2 、第2内転円の直径を d_2 、インナーロータとアウターロータとの偏心量を e とするとき、

$$b_1 = n \cdot (D_1 + d_1), \quad b_2 = (n+1) \cdot (D_2 + d_2)$$

$$D_1 + d_1 = D_2 + d_2 = 2e$$

$$(n+1) \cdot b_1 = n \cdot b_2$$

$$D_2 > D_1, \quad d_2 > d_1$$

の関係を満たしてインナーロータとアウターロータとを構成することにより、インナーロータの歯先の歯形がアウターロータの歯溝の歯形よりも僅かに小さく、かつインナーロータの歯溝の歯形がアウターロータの歯先の歯形よりも僅かに大きくなるようにインナーロータ、アウターロータが構成されるので、両ロータの噛み合いの関係が良好に保たれて円滑な回転を得ることができる。

【0047】請求項2記載のオイルポンプロータによれば、チップクリアランスの大きさを t とするとき、 $D_1 + t/2 = D_2, \quad d_1 - t/2 = d_2$

の関係を満たしてインナーロータとアウターロータとを構成することにより、常に所定の大きさのチップクリアランスを確保することができる。

【0048】請求項3記載のオイルポンプロータによれば、

$$0.03 \text{ mm} \leq t \leq 0.25 \text{ mm}$$

の範囲に設定したうえでインナーロータとアウターロータとを構成することにより、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、チップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュを従来に比べて大きく確保することができる。これにより、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減されるので、ポンプの運転音を低く抑えつつ、容積効率が高くポンプ性能に優れ、かつ駆動トルクが小さく機械効率に優れたオイルポンプを実現することができる。

【0049】請求項4記載のオイルポンプロータによれ

ば、

$$0.850 \leq D_1/D_2 \leq 0.995$$

を満たしてインナーロータとアウターロータとを構成することにより、バックラッシュが適切な大きさに設定されるとともにチップクリアランスが適切な大きさに設定され、チップクリアランスを小さく維持したままでバックラッシュを従来に比べて大きく確保することができる。これにより、流体の圧力脈動が生じ難くなるとともに両ロータの歯面間の摺動抵抗が低減されるので、ポンプの運転音を低く抑えつつ、容積効率が高くポンプ性能に優れ、かつ駆動トルクが小さく機械効率に優れたオイルポンプを実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係るオイルポンプロータの第1の実施形態を示す図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$$D_1 + t/2 = D_2$$

$$d_1 - t/2 = d_2$$

の関係を満たし、さらに t の値が

$$t = 0.12 \text{ mm}$$

に設定されて構成されたオイルポンプロータを備えるオイルポンプを示す平面図である。

【図2】 t の値を任意に選択した場合、その値を採用して構成されたインナーロータとアウターロータとを備えるオイルポンプの機械効率 η およびポンプの容積効率 η_v を示すグラフである。

【図3】本発明に係るオイルポンプロータの第2の実施形態を示す図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$$0.850 \leq D_1/D_2 \leq 0.995 \quad (D_1/D_2 = 0.95)$$

を満たして構成されたオイルポンプロータを備えるオイルポンプを示す平面図である。

【図4】 D_1/D_2 の値を任意に選択した場合、その値を採用して構成されたインナーロータとアウターロータとを備えるオイルポンプの駆動トルク T およびポンプの容積効率 η_v を示すグラフである。

【図5】本発明に係るオイルポンプロータの他の実施形態を示す図であって、インナーロータとアウターロータとが、

$$0.850 \leq D_1/D_2 \leq 0.995 \quad (D_1/D_2 = 0.984)$$

を満たして構成されたオイルポンプロータを備えるオイルポンプを示す平面図である。

【符号の説明】

10 インナーロータ

11 外歯

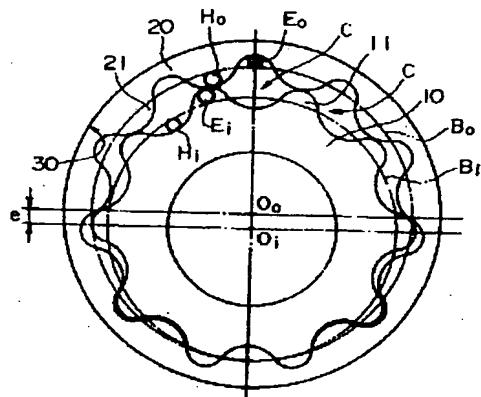
20 アウターロータ

21 内歯

30 ケーシング

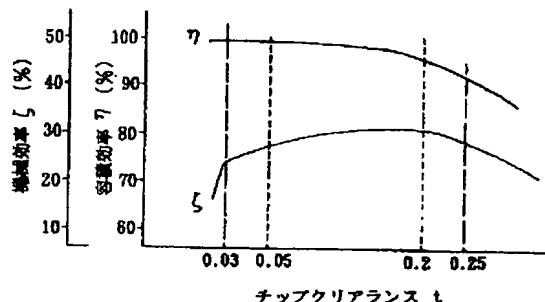
- B_i インナーロータの基礎円
 B_o アウターロータの基礎円
 E_i 第1外転円
 H_i 第1内転円

【図 1】

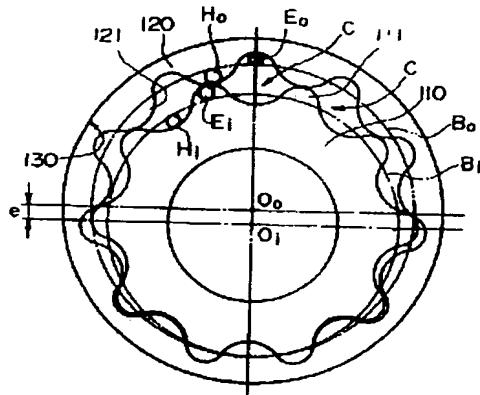


- E_o 第2外転円
 H_o 第2内転円
 t チップクリアランス

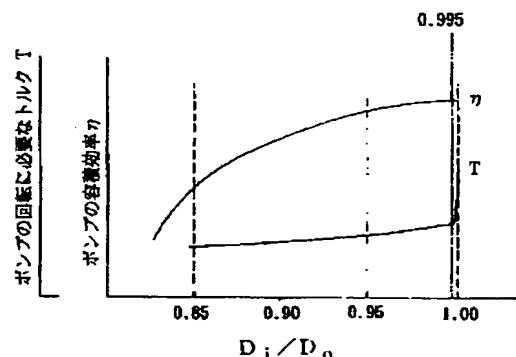
【図 2】



【図 3】



【図 4】



【図 5】

